

《論文》

論 6-12

搬送用移動体の姿勢制御¹⁾

石谷 久*・竹内 康晃**

ABSTRACT A simple attitude control system to stabilize cargo carriers is proposed, with which loaded cargoes are stabilized while the vehicle is accelerated or turning without slipping on the table nor fall down although they are not fixed tightly. The attitude of the carrier is adjusted by moving the suspension actively according to the acceleration and attitude of the cargo with proper sensing devices. In the paper, concept of the control system and algorithm are presented and evaluated by simulation study. Some results of simulation runs when the carrier moves with unstable cargo on its platform turning along predetermined curved way are shown. From these results, it is assured that the proposed system can transport free cargo safely within appropriate acceleration provided that approximate dimension (size and weight) of the cargo is estimated in advance and control parameters are tuned for that condition.

1. はじめに

工場，荷役ターミナル，或は事務所内の荷物搬送においては短距離の定まったコースを頻りに往復して多様な形態の荷物を搬送することが多いが，定型的なコンテナや固定用具を使用しにくい場合，これを安全に輸送するためには対象に応じて十分に固定するか，低速で移動する必要がある．本文ではこの様な状況において，積載物が台車に強く固定されなくても，台車の姿勢を変化することにより安全・高速な輸送を可能とする姿勢制御系を検討する．特に移動距離が短く，固定，梱包，開梱の時間の比率が高い場合には全体の輸送時間短縮に効果があり，一般の貨物輸送においても同様の効果が期待される．

この様にゆるく拘束された積載物を考慮して安定に加減速，方向転換等を行うことは，慣性航法システム等を用いた能動的姿勢制御系を用いれば実現可能であるが，宇宙船，航空機，船舶，特殊車両等に搭載されている姿勢安定化システムは運動状態の検出にジャイ

ロ等きわめて高価なセンサを利用し，又その保守，点検等も容易ではなく，上記目的の移動体には不適當である．他方で現用の乗用車，電車等では従来からバネ，ダッシュポット等の受動的な素子により振動の絶縁を図ってきたが，最近では自動車，電車，トラクタ等のアクティヴサスペンション¹⁾⁻⁵⁾の研究が盛んに行われている．これ等の装置も姿勢角に応じて補助的に系の安定性を増すことを目的としているが，積載物の保持迄考えてその姿勢を制御する段階には至っていない．

本研究では搬送用移動体の姿勢を積極的に制御することにより，十分に固定されていない積載物を安定に輸送するための簡便な姿勢制御系の実現可能性を検討した．そのためにまず移動体と積載物に関する本質的な動特性のみを考慮してきわめて単純化した数式モデルを用いたシミュレーションによりその実用化の可能性に関する基礎的な検討を行ったので，ここにその概要と結果を報告する．

2. 対象システムの基本概念とモデルの定式化

2.1 対象システムの基本概念

対象システムとして，積載物（以下荷物と呼ぶ）が移動体上のテーブル（以下台車と呼ぶ）にゆるく拘束されるモデルを仮定し，台車の姿勢を制御することにより荷物の安定を保ち，輸送を行う移動体を考える．

Attitude Control of a Carrying Vehicle. By Hisashi Ishitani (Faculty of Engineering, Univ. of Tokyo) and Yasuaki Takeuchi (Mitsubishi Electric Corporation, Computer Work)

*東京大学工学部

**三菱電機(株)コンピュータ製作所

¹⁾1986年10月22日受付

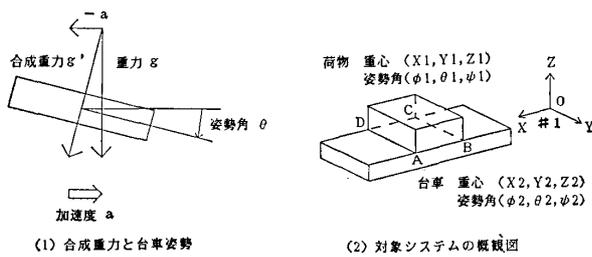


図1 システムのモデル

この場合の安定な輸送とは、図1(1)に示される様に荷物の安定性を考えて、移動体自体の加速度と重力を加えた加速度方向（以下合成重力方向と呼ぶ）と台車が垂直になるように移動体の姿勢を制御しつつ、移動体の加減速、方向転換を行うことと考える。乗用の場合も同様な安定性を考えることは有効であるが、更に人間の感覚に基づく乗りごちを考慮する必要があり、加速度の変化率も問題となる。

制御系を実現するための具体的な姿勢安定装置としては例えば台車の四隅に駆動装置を付けこれを上下方向に移動することを考える。この駆動装置としては油圧制御系、あるいはモータ等を用いることが考えられる。またこの姿勢制御系では台車の姿勢だけでなく台車の速度も同時に制御し荷物の安定化をはかることを考慮する。なおここでは自動車のように駆動輪による移動体を念頭においてこの速度の制御を考え、また地面の凹凸による高周波振動の影響に関してはバネ、ダッシュポット等を介して絶縁をはかるものとする。

2.2 数式モデルの定式化

システムの基本的な動特性を分析し、その制御則をシミュレーションにより検討するためにシステムを単純化して、図1(2)に示すように台車の上部に1個の荷物を搭載した状況を仮定する。又計算の簡単化のため台車と荷物をともに単一の剛体であると仮定する。現実には荷物が液体を含んだり、複合的な剛体である等種々の状況が考えられるが、第一段階として最も基本的な場合を検討した。

このモデルを解析するために空間に固定された座標系（以下、#1系とする）、それぞれの剛体に固定された座標系（以下、#2系（台車）と#3系（荷物）とする）の計3つの直交座標系を用いる。#2、#3系への座標変換は図2に示すオイラー角を用いてZ、Y、X軸の順で回転を行う。

剛体の運動は、重心の並進運動と重心まわりの回転運動により記述されるので、状態変数は荷物と台車そ

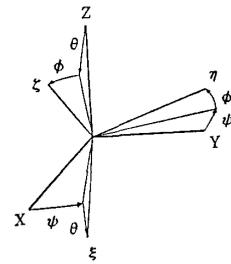


図2 オイラー角による座標系の回転

れぞれの重心位置ベクトル X_1, X_2 、及び重心まわりの回転角度ベクトル θ_1, θ_2 並びにそれぞれの変化率の計24個となる。制御変数としては台車重心へ働く台車を移動させる駆動力 F と台車の姿勢角度を変化させるトルク T を用いる。

以上より2剛体の運動方程式、即ち対象システムの数式モデルは下記のように定式化される。

$$\begin{cases} dX_{1\#1}/dt = V_{1\#1} & (1) \\ M_1 \times dV_{1\#1}/dt = R_{\#1} - G_{\#1} & (2) \\ dL_{1\#3}/dt = \omega_{\#3} \times L_{\#3} + N_{\#3} & (3) \\ d\theta_{1\#1}/dt = T_{m13} \omega_{1\#3} & (4) \\ dX_{2\#1}/dt = V_{2\#1} & (5) \\ M_2 \times dV_{2\#1}/dt = -R_{\#1} + F_{\#2} & (6) \\ dL_{2\#2}/dt = \omega_{2\#2} \times L_{2\#2} - N_{\#2} + T_{\#2} & (7) \\ d\theta_{2\#1}/dt = T_{m12} \omega_{2\#2} & (8) \end{cases}$$

- $X_i = (X_i, Y_i, Z_i)^T$: 重心座標,
 - $V_i = (V_{xi}, V_{yi}, V_{zi})^T$: 重心速度,
 - $\theta_i = (\phi_i, \theta_i, \psi_i)^T$: オイラー角,
 - $\omega_i = (\omega_{xi}, \omega_{yi}, \omega_{zi})^T$: 回転角速度,
 - $L_i = (L_{xi}, L_{yi}, L_{zi})^T$: 角運動量,
 - M_i : 質量 ($i=1$: 荷物, $i=2$: 台車)
 - $R = (R_x, R_y, R_z)^T = \sum R_j$: 拘束力, 抗力,
 - $N = (N_x, N_y, N_z)^T = \sum N_j = \sum X_{Rj} \times R_j$: R による回転モーメント (X_{Rj} : R_j の位置ベクトル),
 - $G = (0, 0, G_z)^T$: 重力,
 - $F = (F_x, F_y, F_z)^T, T = (T_x, T_y, T_z)^T$: 制御量,
 - T_{m12}, T_{m13} : 回転角速度変換
- (ここで $\#i$ は $\#i$ 系での値であることを示す)

式(4)、(8)中にある回転角速度変換行列 T_m は回転角速度がオイラー角の微分値とは異なるのでその変換を行う行列である。

前述の様にこのモデルでは移動体の加減速に対して安定な状態で荷物を輸送する台車の姿勢制御システムのシミュレーションによる分析を主目的とする。その

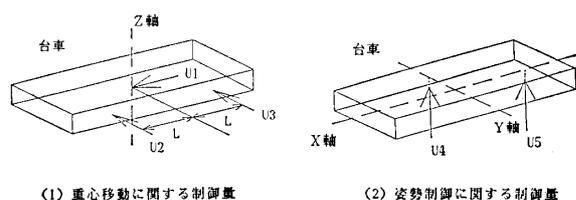


図3 台車の制御入力

ため地面からの影響（地面の凹凸，傾き）を除き，台車は水平面内を動くものと仮定する。

2剛体の接触は本来，面的なものであるが計算の簡略化のため上部の荷物は図1(2)中のA, B, C, Dで示した4点のみで台車と接触するものとする。そしてこの接触点を通して相互に作用する拘束力 R としては，まず X, Y 方向については台車と荷物の接触点でのずれに比例する復元力，すなわちバネで固定した場合と同等の状況を仮定する。これは摩擦の大きいゴム等に対応するものである。従って，

$$R = -K \times X \text{ dif}$$

$$(K: \text{バネ係数}, X \text{ dif}: \text{荷物のずれ}) \quad (9)$$

と記述される。 Z 方向の抗力 R_z については，荷物が台車に接触している場合には強い弾性的な抗力が働き，接触していない場合には力が働かないものとする。この場合も抗力は変位に比例するものとして

$$R_z = \begin{cases} -K_z \times Z \text{ dif} & (Z \text{ dif} > 0) \\ 0 & (Z \text{ dif} \leq 0) \end{cases}$$

$$(K_z: \text{バネ係数}, Z \text{ dif}: \text{荷物のずれ}) \quad (10)$$

と定式化する。

このモデルでは駆動輪と方向輪を持つ搬送車を念頭におくので実際に制御できる値は式(6), (7)中に表れる $F_{\#1}, T_{\#2}$ とは多少異なっている。この場合台車の(重心の)移動に関する制御量は台車の進行方向への推進力(制御入力 $U1$)とハンドル操作によって生じる進行方向に垂直な力(制御入力 $U2+U3$)であり，後者は同時に車の向きも変化させる(制御入力 $(U2-U3) \times L$ (一般に駆動輪は $U1$ を，前輪の方向転回により $U2$ を発生する。))また台車の姿勢角に関する制御量は $\#1$ 系における Z 方向の力によって生じるモーメントである。(制御入力 $U4$ (X 軸まわり)， $U5$ (Y 軸まわり))これ等の制御量の台車に関する位置関係は図3(1)に $U1, U2, U3$ ，図3(2)に $U4, U5$ がそれぞれ示される。

3. 制御手法と制御の評価関数

3.1 制御手法の概念

上のシステムにおいて，荷物を定位置に保ちつつ台

車を所定のコースに沿って移動させるためには非定常的な制御を必要とするので，古典的なフィードバック制御では実現が困難である。これに対して制御論理を複雑にすると実用性が失われる。そこで計算の簡単な線形レギュレータ問題に定式化して制御則を導出し，この制御系を元の非線形モデルに適用して，その制御性能をシミュレーションにより評価する手法をとる。即ち安定点からの微小変化についてシステム方程式の線形化を行い，線形2乗評価問題に定式化した上で最適な制御手法を導出する。

対象システムの数式モデルは状態変数ベクトル X ，制御変数ベクトル U をそれぞれ

$$X = (X2, V_x2, Y2, V_y2, Z2, V_z2, \omega_x2, \omega_y2, \omega_z2, \phi2, \theta2, \psi2, X1, V_x1, Y1, V_y1, Z1, V_z1, \omega_x1, \omega_y1, \omega_z1, \phi1, \theta1, \psi1)^T \quad (11)$$

$$U = (U1, U2, U3, U4, U5, 0)^T \quad (12)$$

とすると一般の非線形方程式

$$\dot{X} = f(X, U) \quad (13)$$

と表すことができる。これを適当な基準軌道に沿った微小変化について展開し，

$$\Delta \dot{X} = A \Delta X + B \Delta U \quad (14)$$

と線形化する。但し，

$$A = \frac{\partial f}{\partial X} : 24 \times 24, \quad B = \frac{\partial f}{\partial U} : 24 \times 6$$

である。そしてこの線形化モデルに対して評価関数

$$J = \int_0^{t_f} (\Delta X^T Q \Delta X + \Delta U^T R \Delta U) dt \quad (15)$$

を最小とする制御入力 ΔU を求める。

周知の様にこの最適制御入力 ΔU は以下の状態フィードバック

$$\Delta U = -R^{-1} B^T P \Delta X \quad (16)$$

で与えられ，そのゲイン中の P 行列は次の行列リカッチ微分方程式の解である。

$$\begin{aligned} \dot{P}(\tau) &= P(\tau)A + A^T P(\tau) - P(\tau)BR^{-1}B^T P(\tau) + Q \\ P(0) &= 0 \quad \tau = t_f - t \end{aligned} \quad (17)$$

この P 行列は一般に過渡状態に変化するが，これを小さなプロセッサにより実時間で計算するのは不可能に近く，他方その時系列をすべて記憶するのも困難である。このシステムでは制御系が行う計算を単純化するため，更に近似を行い P の定常解を用いた固定ゲインの状態フィードバックを行う制御システムとする。

3.2 制御の評価関数

線形レギュレータ問題においては基準軌道を設定

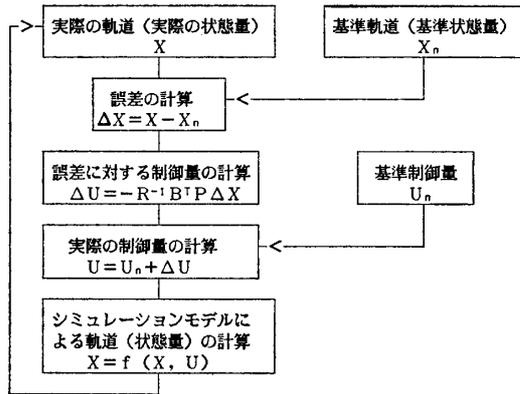


図4 基準軌道, 制御量を用いた制御の手順

し, これと実際の軌道とのずれ $\Delta X, \Delta U$ に対してフィードバックゲインを用いた非線形モデルを制御するので, 図4に示される様な手順により実際の制御が行われる. この図に示すように制御量は

$$\begin{aligned}
 U &= U_n + \Delta U = U_n - R^{-1}B^T P \Delta X \\
 &= U_n - R^{-1}B^T P (X - X_n) \quad (18)
 \end{aligned}$$

と計算される. ここで X_n, U_n はそれぞれ基準の軌道及び制御量である.

この基準軌道としては一般に理想的な状態を用いるが, ほぼ実現可能なものでないと線形化が困難になる. ここでは図5に示される制御量及び軌道を追跡すべき基準軌道として制御を行う. 但し P 行列を計算するための線形化方程式(14)を展開するための基準としてはこの軌道上の定速走行時の部分を用いる. 同図(c)は台車の重心位置即ち平面上の経路を示し, 途中で左折する状況を仮定した. (f)は速度パターンを示し, 定速で左折する. これに応じて上の軌道を実現するための制御入力基準値は(a)に示される. ここでは干渉を無視して各成分毎に独立に計算した値から求めた進行方向の加速度 (U_1), 左折時の横加速度 ($U_2 + U_3$), 姿勢を回転させるためのモーメント発生 ($U_4, U_5, U_2 - U_3$) が示される. その他制御上の誤差となる荷物の位置ずれを(d), (e)に, 台車・荷物の姿勢角を(b)に示し, いずれも静的安定条件となる0を与える, 即ち台車は水平で進行方向を向き, 荷物は定位置に垂直の状態に乗っているものとする. これは当然実現不可能な目標値であって, 制御パラメータ Q, R を調整して妥当な状態を求めることになる.

なお以下に示すシミュレーションにおいてはすべてこの基準軌道を用い, その結果の表示にも同じ図を用いる.

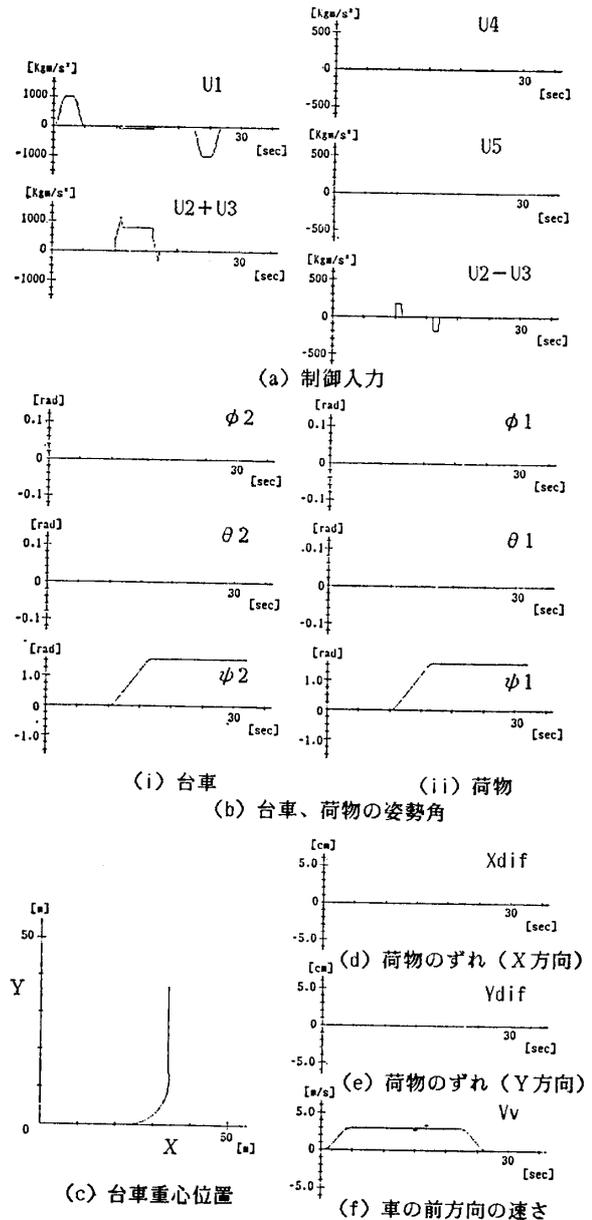


図5 基準軌道と制御量

4. シミュレーションによる制御系の分析

4.1 基本的なパラメータ設定と制御ゲインの求解

搬送車としては小型貨物車程度の大きさで自重に比べてほぼ等しい重量の荷物を仮定し, そのパラメータを表1に示す. これに対して図5の基準軌道は低速走行時 (3.5 m/sec) の自動車を参考に決めている.

周知のように, この様な線形2乗問題の適用はあくまでも妥当な制御系を得るための近似的解法であって, 本来の特性評価は実際の応答を考慮して定める必要がある. 従ってここでは以上のモデルに対するシミ

表 1 モデルパラメータ

		荷物	台車
重さ[kg]		500	500
形状[m]		1.5×1.5×1.0	4.0×2.0×0.2
慣性モーメント [kgm ²]	X軸	135.4	168.3
	Y軸	135.4	668.3
	Z軸	187.5	833.3
バネ係数[kg/m ²] --- 2500(X,Y方向) 250000(Z方向)			
U2,U3の働く位置(車輪の位置) --- 台車重心から1.5m			
U4の働く位置ベクトル --- (0.0, 0.9, -0.1)			
U5の働く位置ベクトル --- (-1.8, 0.0, -0.1) (但し台車重心を原点として)			

表 2 Q, R 行列の値

Q行列の値	
Q=diag (1.0E+06,1.0E+06,1.0E+06,1.0E+06,1.0E+02,1.0E+02, 1.0E+09,1.0E+09,1.0E+09,1.0E+09,1.0E+09,1.0E+09, 1.0E+09,1.0E+09,1.0E+09,1.0E+09,1.0E+02,1.0E+02, 1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00)	
R行列の値	
ケース1の場合 R=diag (1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00)	
ケース2の場合 R=diag (1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+02,1.0E+02,1.0E+02)	
ケース3の場合 R=diag (1.0E+00,1.0E+00,1.0E+00,1.0E+04,1.0E+04,1.0E+04)	

(Q, R行列とも対角要素以外は零)

シミュレーション分析により適当なQ, R行列を試行錯誤的に求め、この結果から望ましい制御結果を与えるゲインを求めることとした。まず本来の制御目標となる状態変数に関するQ行列を決定するため以下の前提をおく。

- (1) 制御の概念を明確にし、状態変数間の相互作用のない制御を実現するため、対角行列を考える。
- (2) 実際の搬送状況を考えて台車の経路の誤差0.1mを台車の姿勢の誤差0.18度と同等に、また荷物の位置の誤差0.00326mに等しく評価するように重み付ける。(誤差は基準値からのずれを示す。)
- (3) 荷物の姿勢は台車の姿勢に依存し制御性が少なく、制御量にはほとんど影響を与えないため無視するが、計算の安定性を保つために小さな値を用いる。
- (4) 追従すべき基準軌道を考慮して、適当な応答特性を確保するQ, Rを選択する。

これに対してR行列は制御入力を適当な範囲に限定する効果がある。ここでは姿勢制御を中心に検討するので、これに対応する制御入力U4, U5に対する重みを変化して、表2に示す3ケースについての比較検討を行った。

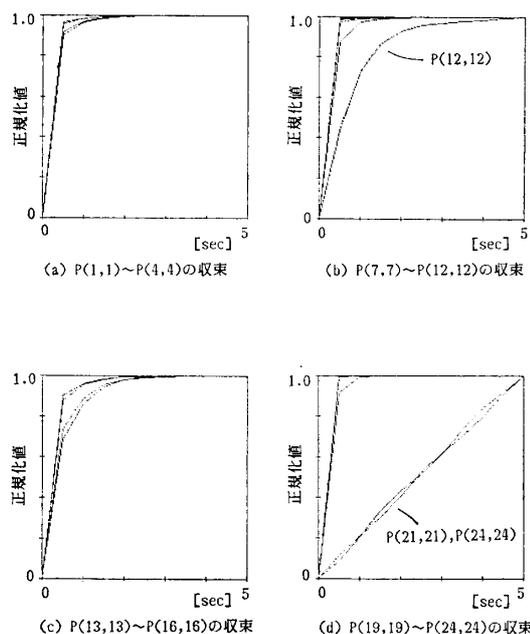


図 6 P 行列の収束性の一例

システムモデルが定量的に定まると制御系の定常ゲインの計算は行列リカッチ方程式の収束解Pを求める問題に帰着する。ここではルンゲクッタギル法を用いて数値計算により解Pを求めた。ルンゲクッタ法を用いるのは、解曲線を求めることにより、非定常制御の可能性を残したことで、解曲線から制御系の特性の概要を把握することを目的としたことによる。又システムは摩擦項等により特性根が広い範囲に及ぶので、計算の発散を防ぐために高次の積分法を用いることが適当と考えられる。ルンゲクッタギル法を用いてリカッチ方程式を解く場合には効率よく正確な解を得るために適切な積分間隔Δtを用いる必要がある。行列リカッチ方程式を計算した結果、Δt=0.1 secでは積分計算が発散するが、0.01, 0.001 secでは計算が収束し、両者の結果はほとんど等しくなったので、以後の基本的な積分計算はすべてΔt=0.01 secとしている。この結果表2に示す3ケースにおける解Pの計算結果は基本的には差がなく、制御系の安定性に影響を与える主要な要素は約5秒間で十分収束していることが確認された。基準軌道から容易に類推されるように、この間隔は発進時の過渡的な動きにほぼ対応しており、上の制御パラメータを用いるとこれによく追従することがわかる。又、この結果から定常解を用いた制御でも十分に実用性のあることが予測される。

解Pの対角要素の計算結果の一例を図6に示すが、これ等の結果からQ行列の値が解Pの収束性にかなり

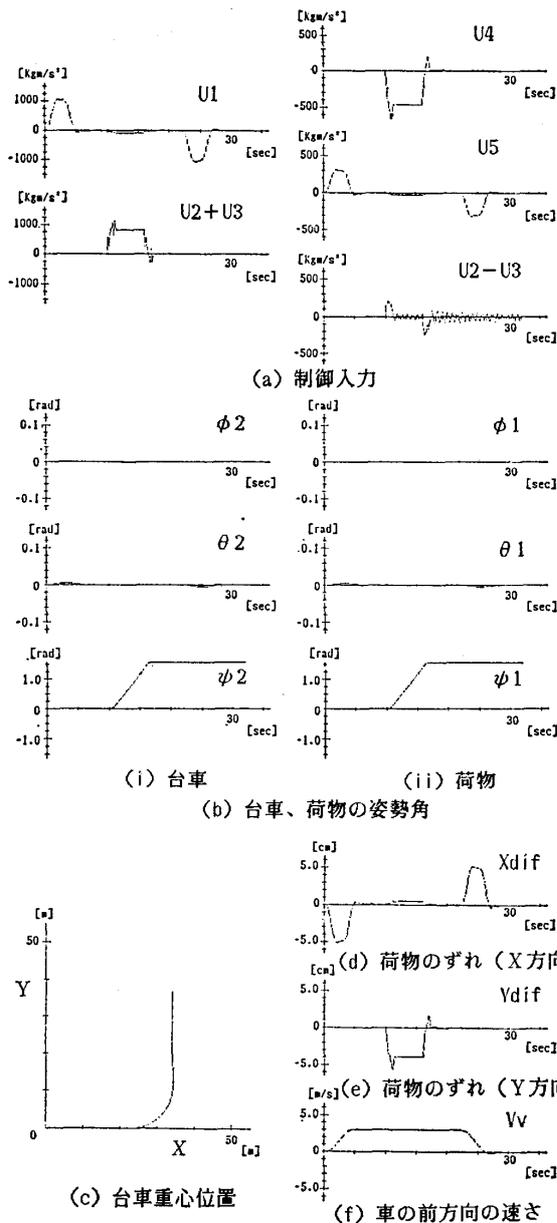


図7 ケース1の制御結果
($R = \text{diag}(1, 1, 1, 1, 1, 1)$)

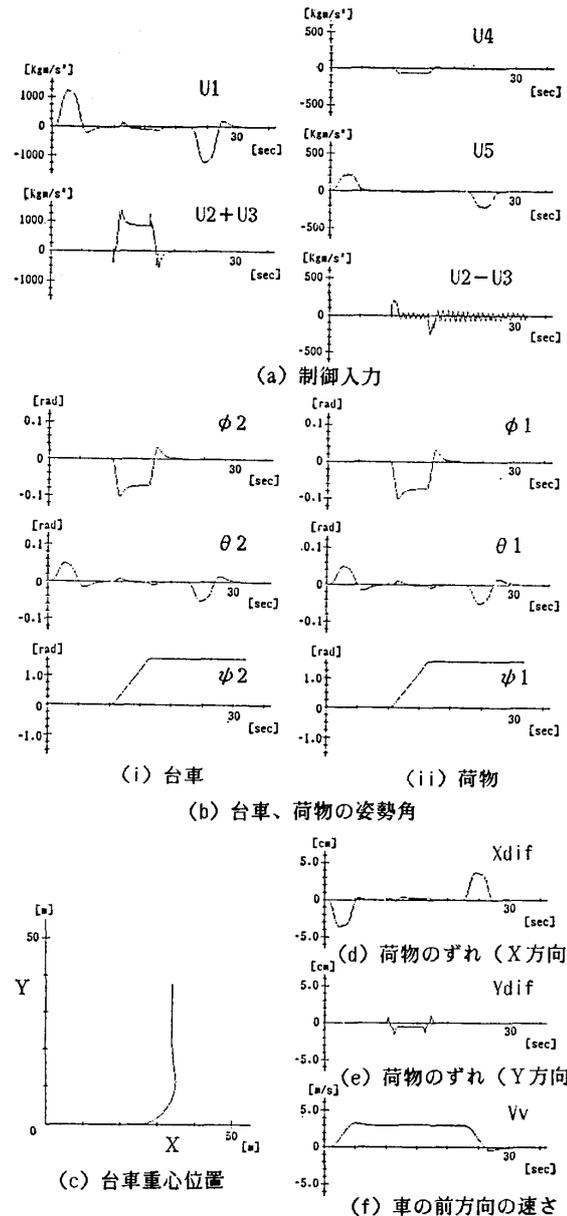


図8 ケース3の制御結果
($R = \text{diag}(1, 1, 1, 10^4, 10^4, 10^4)$)

の影響を与えていることが認められる。ここでは台車の速度と姿勢角の制御によって荷物の安定化を図るのが主目的なので、荷物の姿勢角に対する制約を小さな値に設定している。従って解Pの中で荷物のZ軸まわりの状態変数に対応する対角要素は図6(d)に示される様に5秒では収束しないが、制御上は問題はない。

4.2 制御系の基本特性

以上の様にして得られた制御系を元の非線形モデルに適用してその制御特性を検討する。この内表2のケ

ース1とケース3の結果を図7, 図8に示す。

この両者を比較することにより、この制御系は以下の特性を持つことが示される。

(1) ケース3は当然姿勢制御入力, U_4, U_5 が小さくなり、この反動として状態変数の誤差、特に台車、荷物の姿勢角が大きくなる。又台車経路の誤差も拡大する。

(2) ケース3では台車の姿勢変化が大きくなる結果、本来の目標である荷物位置のずれがかえって小さ

くなる。これは制御入力に制約がきつくと、荷物を安全に運ぶためには台車を傾斜させて、この上で荷物をすべらせてその重量により発生するトルクを利用した結果に他ならない。この場合台車の姿勢角はほぼ合成重力の垂直方向に一致することが確認される。

(3) 経路途中の方向転換時に上の動きを発生す際、常識的に予想される様にあらかじめ台車を傾けてから加速度を加える解は出ていない。これは固定ゲインで近似したことにより、過渡的な変化が検出される迄制御量が変化しないため、予測制御が不可能なことを示す。しかしながらケース3の回転時にはまず逆方向の加速度を加えて荷物を内側にすべらせ、これを利用して内側に台車を傾け、この姿勢変化に少し遅れて回転加速度が働く等、巧みな制御モードが現れる。この結果、回転経路は全体としてやや遅れ、基準軌道より外側にそれる結果となる。

(4) 同様な現象は発進時にも生じる。ケース3では姿勢変化に比べて加速力が遅れて働き、この間に荷物を前方にすべらせ、この重量による回転トルクを利用しながら台車を十分傾けて、荷物のX方向ずれを減少させている。

(5) いずれの場合も停止時には台車が一旦行き過ぎてから僅かに戻るという現象が現れ、この反動を利用して停止時の姿勢変化を回復する。これはクレーンの最適制御等と類似した動きであって、やはり定常解のため誤差を生じてから逆に動くことになる。現実のマニュアル操作で荷物を運ぶ時には、これと同様な操作を無意識に行うと考えられ極めて自然な制御形態といえる。

(6) この制御においては姿勢のみならず加速度も適宜平滑化されて荷物の位置ずれを減少させる結果となる。この結果荷物は台車上で5cm以上は移動しない。

(7) 以上要約するとケース1では姿勢を平坦に保つためかなりのトルクを出す反面で、荷物が滑って位置誤差が大きくなるのに対して、ケース3では台車の姿勢を合成重力方向に垂直に制御することによりトルクを減少させ、位置誤差も少なくなるという、より自然な制御が行われる。そこで以下すべてのシミュレーションにおけるフィードバックゲインはこの場合のQ, R行列を基本として用いることとする。

なお左折後台車の向きを進行方向に維持するための制御力 U_2-U_3 が僅かに振動するが、これは評価値に U_2-U_3 をおさえる項がないこと、台車方向角 ψ を十分おさえないことによるもので、制御上は本質的

なものではなく、振動分を取り除いてよい。

(図8の場合のR行列については移動に関する制御力の誤差 1 kgm/s^2 と姿勢角度の制御力の誤差 10 kgm/s^2 が等しいペナルティを受ける値となっている。)

以上に示される様にこれ等のシミュレーション分析によりここで用いた比較的簡単な制御則でもシステムの特性を十分利用した制御モードが現れることと、パラメータにより特性が変わる際の影響を定量的に検討することが可能となった。

更にあまり現実性はないが、荷物が全く台車に拘束されない場合、即ち(9)式の $K_z=0$ で、まったく滑らかにすべる場合でもケース3のP, Qを用いて制御可能であることが確認された。この結果は図9に示される様に、ケース3の結果が更に強調された形と要約される。特に発進時に逆進して荷物をすべらせてからそのトルクを利用して台車を傾ける等きわめて技巧的な制御となる。又台車は経路中央部で進行方向が 90° 回転するが荷物は摩擦がないために発進時の方向を保つこと、この結果 θ_1 と ϕ_1 が入れ換わること等が示される。

4.3 摩擦力を考慮したモデル

上のモデルでは荷物には定位置へ復元力が働くことと仮定したが、現実には荷物は摩擦力により台車に拘束される。そこでより現実的な状況を考慮するために以下のような摩擦力の効果を検討する。

台車、荷物間の摩擦力は動摩擦のみを考える。動摩擦は2つの物体が接触し、相対速度を持つ場合に働き、その大きさは接触面によって定まる摩擦係数 μ と接触面における抗力 R_z の積によって表される。

$$R = -\mu \times R_z \quad (19)$$

ここで制御系を評価するシミュレーションモデルにおいて拘束力の計算式(9)を式(19)に変更する。ここではモデルの摩擦係数 μ を0.2, ゲインを計算するバネモデルではバネ係数 K を $2,500 \text{ kg/s}^2$ としている。

シミュレーションの結果を図10に示す。拘束力が式(9)の摩擦力であることと、積分、 $\Delta t=0.001 \text{ sec}$ であることを除いては前節の図8の場合と同一条件である。

この結果から、摩擦力は位置誤差に応じて働く復元力とは異なり相対的な速度に対して働くために位置誤差にオフセットが残ることがわかる。しかし摩擦力は相対速度を発生すると直ちに大きな逆方向抗力を発生する(速度0の点で不連続となる)のでゲインの高いダンピング項として働き、台車が後戻りする様な傾向は小さくなる。つまり摩擦力はエネルギーを消費する

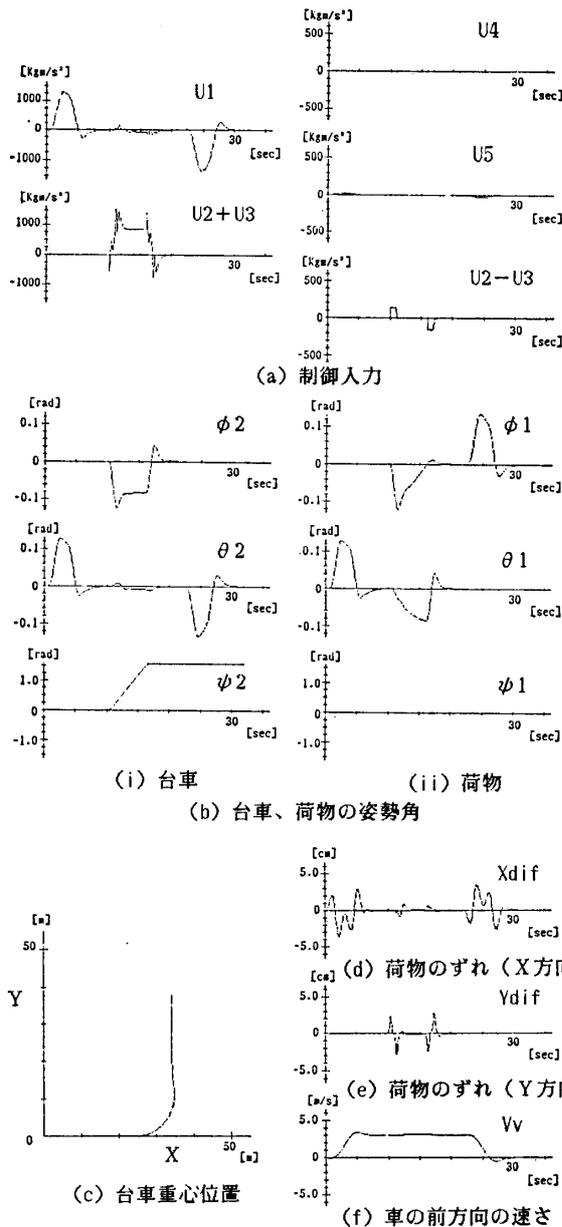


図9 荷物が台車に拘束されない場合の制御結果

ため制御の安定性が増加する反面、オフセットがでやすいといえる。

また摩擦力の場合にはバネの場合と異なり相対速度0の点で不連続となる強い力が働き、シミュレーションでいう stiff system⁶⁾となるので、積分間隔を短くしないと計算に振動を生ずることが確認された。そのため図10では $\Delta t=0.001$ sec として前節の場合の1/10にしている。

なお、 $\Delta t=0.01$ sec で現れる振動はいわゆる系の stiffness により発生し、 Δt を縮小すれば解決するが、

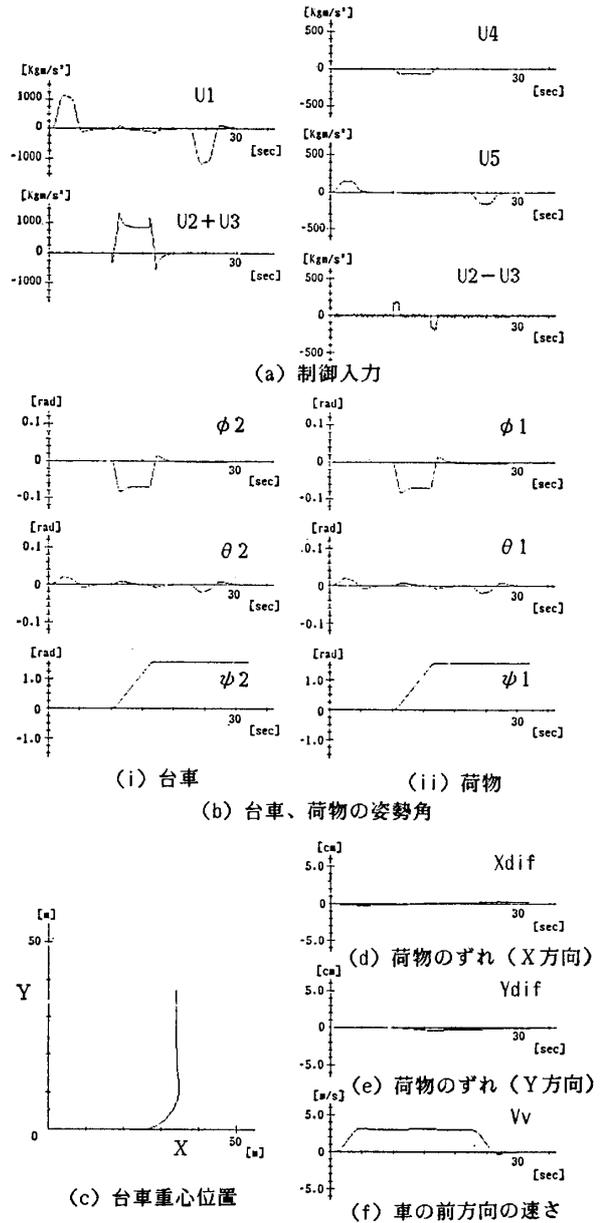


図10 荷物が摩擦力によって拘束されている場合の制御結果

これを効率的に処理するため 0.01 sec の間隔で制御、計算を行い、振動を生じる状態量の結果のみに移動平均の計算を行って表示したものと比べると、制御量自体に殆ど差は見られないことが確認された。即ち系の内部で発生した振動は low pass 特性を持つ制御系とは無関係であり、0.01 sec で計算を行って、結果のみに移動平均を行って表示することが可能なことを確認することが出来た。一般に stiff system のシミュレーションにおける発散防止は陰関数法等かなり複雑な対応が必要であるが⁶⁾、上の結果から系の特性を考慮し

て low pass filter のみで近似出来れば計算量は著しく削減出来ることが示された。

このモデルの摩擦によって生じる拘束力 R の符号は相対速度の向きによって決まるため拘束力は強い非線形性を示し、線形化してフィードバックゲインを求めるのは困難である。しかしバネで拘束されているモデルに基づいて計算されたフィードバックゲインが適切であるという保証はないので、これを検討するために摩擦力を相対速度の線形関数として近似した状況を考える。つまり

$$R = -MU \times Vdif \quad (20)$$

として拘束力を計算する。ここで MU は比例係数、 $Vdif$ は相対速度である。

これは前節のバネと同様な復元力を持つ場合と比較すると位置のずれが速度のずれに変わっているだけである。従ってフィードバックゲインは前節と同様にしやすく計算することが出来る。

このように摩擦力を線形近似したモデルに基づいて求められたゲインによって制御した結果は前節の結果と本質的には差がなく、若干改善される程度であった。このように結果に殆ど差がみられないのは制御系の基本特性が Q 、 R 行列によって支配されるためと思われる。ただ摩擦力の近似の場合には力を出すために相対速度を必要とするため制御が若干振動的になっていることが示された。

以上の結果から基本的なモデルに基づいて計算したゲインを用いて、摩擦力により拘束されているとしたモデルに対して制御を行っても妥当な制御が行われることをシミュレーションにより確認した。

5. 結論

本研究では、台車の姿勢制御によりゆるく拘束された積載物を安定に保ちながら輸送するための搬送用移動体を提案し、その速度並びに姿勢の制御システムを構成し、その実現可能性に関して基本的な数式モデルを用いたシミュレーションにより基礎的な検討を行った。以下にその結果をまとめて示す。

1) まず制御システムの基本的な特性を知るために単純化したモデルを考えた。この基本的なモデルでは台車に荷物がバネと同様な復元力で拘束されているものとした。

2) 制御系は線形レギュレータ問題を適用して単純化し、更に定常値でのフィードバックゲインを求め

た。そしてこのゲインで基準の軌道、制御量を追従する制御システムを構成した。

この制御システムを用いてシミュレーションを行った結果、移動体に荷物を固定しなくても荷物の台車上で動きを 5 cm 程度におさえられ、安定に荷物を輸送できることが確認された。ここで最適フィードバックゲインを求める際の評価式中にある Q 、 R 行列を調節することにより、荷物の安定をはかるため移動体の床面の姿勢を合成重力方向に垂直に制御する解が求められることも明らかとなった。

3) 次にシミュレーションに用いるモデルを現実に近づけるため、摩擦力によって荷物が台車に拘束されるモデルを検討した。この結果前項と同じ制御システムを用いて荷物を安定に保ち台車を移動させることが可能であることが確かめられた。

以上非線形モデルを用いたシミュレーション分析により提案された制御系の特性、パラメータ変動による定量的な状態の変化等が求められ、制御システムの実用性を検討することが可能となった。問題を簡略化するための種々の仮定を用いているが、以上の結果より本制御系の基本的性質が明らかとなり、実際の対象に対して基本的には応用可能であることが確かめられた。しかし実際に制御装置を構成する場合にはここでは検討されていないハードウェアからの制約などが考えられ、より詳細な検討を加えていくことが必要と考えられる。特に制御系はシステムの利用した技巧的な制御モードをとるので、積載物が変化した場合の制御性とその限界、現実に状態量を推定する手法などの検討が必要である。これ等の検討結果についてはあらためて報告したい。

参考文献

- 1) 和田, 平田: 電子制御サスペンション 'ECS システム', 三菱電機技報, 58-10, 690/695 (1984)
- 2) 日本自動車研究所技術調査報告書, 第10号, 日本自動車研究所 (1983)
- 3) 小柳: 在来線次世代特急台車の開発, 鉄道技術研究資料, 41-11, 409/416 (1984)
- 4) 小柳: 振り車の乗心地評価, 鉄道技術, 42-2, 49/54 (1985)
- 5) S. Rakheja and S. Sankar: Improved Off-Road Tractor Ride via Passive Cab and Seat Suspensions, ASME Jr. of VASR in Design, 106-2, 305/313 (1984)
- 6) A. C. Hindmarsh: ODEPACK, A Systematized Collection of ODE Solvers, IMACS, Trans. on Scientific Computation, 1, 55/64 (1983)